

⑫ 公開特許公報(A)

平3-88913

⑬ Int. Cl.⁹

F 02 B 27/02

識別記号

M
F

庁内整理番号

7616-3G
7616-3G

⑭ 公開 平成3年(1991)4月15日

審査請求 未請求 請求項の数 1 (全10頁)

⑮ 発明の名称 6気筒内燃機関の吸気制御方法

⑯ 特 願 平1-225678

⑰ 出 願 平1(1989)8月31日

⑱ 発 明 者 北 見 康 夫 埼玉県和光市中央1丁目4番1号 株式会社本田技術研究所内

⑲ 発 明 者 浅 木 泰 昭 埼玉県和光市中央1丁目4番1号 株式会社本田技術研究所内

⑳ 出 願 人 本田技研工業株式会社 東京都港区南青山2丁目1番1号

㉑ 代 理 人 弁理士 落 合 健 外1名

明 細 書

1. 発明の名称

6気筒内燃機関の吸気制御方法

2. 特許請求の範囲

上流側がスロットル弁(20)を介して大気に連通するとともに、開閉弁(23)を介して相互に連通可能な一対の共鳴チャンバ(Cr-l, Cr-r)と、吸気行程が連続しない左、右気筒群(Cl, Cr)と前記各共鳴チャンバ(Cr-l, Cr-r)を各別に接続する分配管(35, ~35.)とを備え、管長切換弁(38L, 38R)を介して前記分配管(35, ~35.)の中間部を管長切換チャンバ(Cc)に連通可能とした6気筒内燃機関において、

機関の低速運転域において前記開閉弁(23)および管長切換弁(38L, 38R)を共に閉弁制御して2系統の共鳴過給系を構成し、機関の中

速運転域において前記開閉弁(23)を開弁制御するとともに前記管長切換弁(38L, 38R)を開弁制御して、相互に連通した共鳴チャンバ(Cr-l, Cr-r)が実質的な大気開放端となる長管長の慣性過給系を構成し、機関の高速運転域において前記開閉弁(23)および管長切換弁(38L, 38R)を共に閉弁制御して、前記分配管(35, ~35.)の中間部を実質的な大気開放端となる管長切換チャンバ(Cc)に連通して短管長の慣性過給系を構成することを特徴とする6気筒内燃機関の吸気制御方法。

3. 発明の詳細な説明

A. 発明の目的

(1) 産業上の利用分野

本発明は、6気筒内燃機関において、吸気系内の吸気圧力変動を制御することにより、前記機関の体積効率の向上を図るようにした吸気制御方法に関するものである。

(2) 従来の技術

従来多気筒内燃機関の吸気装置において、機関の運転状態に応じて吸気系の長さ、容積を可変制御することにより吸気干渉を生じない気筒間の吸気圧力変動が共振する共鳴効果、あるいは各気筒毎において吸気開始時に生じる負の圧力波が吸気系に設けられる容積並大分配チャンバで反射されて吸気ポート側に戻されることを利用した慣性効果を発揮させ、機関の低速から高速域まで体積効率を高めるようにした吸気装置が既に種々提案さ

(3) 発明が解決しようとする課題

しかしながら上記従来の吸気装置は、その高速運転域で連通部によって各独立吸気通路を相互に連通して慣性過給系を構成する際、前記気筒群別の集合部は相互に連通せずに上流側の気筒群別の共通吸気通路の集合部において初めて連通しており、しかも前記連通部は各独立吸気通路を相互に連通するのみで十分な容積を備えていないため、高速運転域において共鳴過給効果が完全にキャンセルされずに残存し、これにより十分な慣性過給効果を得ることが困難であった。

また、低速運転域において共鳴過給系を構成し、高速運転域において慣性過給系を構成する2段階の制御を行っているため、中速運転域において十分な体積効率の向上が得られないという問題があった。

本発明は、前述の事情に鑑みてなされたもので、

れている（例えば特開昭62-99625号公報参照）。

上記吸気装置は、多気筒内燃機関の複数の気筒を吸気行程が連続しない気筒群に分け、各気筒を独立の吸気通路で気筒群別の集合部まで延ばし、該気筒群別の集合部を互いに独立した気筒群別の共通吸気通路によって前記集合部の上流位置で集合させるとともに、前記独立吸気通路の途中から分岐して該独立吸気通路を相互に連通する連通部を設け、この独立吸気通路の各分岐部に開閉弁を設けた構成を備えている。

しかして、機関の低速運転域において前記開閉弁を開弁制御することにより2系統の共鳴過給系を構成するとともに、機関の高速運転域において前記開閉弁を開弁制御することにより慣性過給系を構成し、以て機関の広い運転域での体積効率の向上を図っている。

低速運転域のみならず、中・高速運転域においても高い体積効率を得ることが可能な6気筒内燃機関の吸気制御方法を提供することを目的とするものである。

B. 発明の構成

(1) 課題を解決するための手段

本発明によれば、前記目的を達成するため、上流側がスロットル弁を介して大気に連通するとともに、開閉弁を介して相互に連通可能な一対の共鳴チャンバと、吸気行程が連続しない左、右気筒群と前記各共鳴チャンバを各別に接続する分配管とを備え、管長切換弁を介して前記分配管の中間部を管長切換チャンバに連通可能とした6気筒内燃機関において、機関の低速運転域において前記開閉弁および管長切換弁を共に閉弁制御して2系統の共鳴過給系を構成し、機関の中速運転域において前記開閉弁を開弁制御するとともに前記管長

切換弁を開弁制御して、相互に連通した共鳴チャンバが実質的な大気開放端となる長管長の慣性過給系を構成し、機関の高速運転域において前記開閉弁および管長切換弁を共に開弁制御して、前記分配管の中間部を実質的な大気開放端となる管長切換チャンバに連通して短管長の慣性過給系を構成することを特徴とする。

(2) 作 用

前記特徴によれば、機関の低速運転域で開閉弁と管長切換弁を共に開弁制御することにより、一対の共鳴チャンバ相互の連通が遮断されるとともに各分配管の中間部と管長切換チャンバの連通が遮断され、各分配管はその全長を介して吸気行程が連続しない気筒群と各共鳴チャンバを接続する。これにより、2系統の共鳴過給系が構成されて低速運転域での体積効率が向上する。一方、機関の中速運転域で開閉弁を開弁制御するとともに管長

切換弁を開弁状態に保つことにより、各気筒群は分配管の全長を介して相互に連通した共鳴チャンバに接続する。これにより、相互に連通した共鳴チャンバが実質的な大気開放端となって長管長の慣性過給系が構成され、中速運転域での体積効率が向上する。更に、機関の高速運転域において開閉弁と管長切換弁を共に開弁制御することにより、各分配管の中間部が管長切換チャンバに連通する。これにより、前記管長切換チャンバが実質的な大気開放端となって短管長の慣性過給系が構成され、高速運転域での体積効率が向上する。

(3) 実施例

以下、図面により本発明の実施例を説明する。

第1～8図は本発明の一実施例を示すもので、第1図は本発明による吸気制御方法を適用するV型6気筒内燃機関の要部縦断面図、第2図はそのシリンダブロックの平面図、第3図は第1図のⅡ

—Ⅲ線拡大部分平面図、第4図は第1図のⅣ—Ⅳ線拡大部分平面図、第5図は第4図のⅤ—Ⅴ線断面図、第6図は第5図のⅥ—Ⅵ線断面図、第7図は第5図のⅦ—Ⅶ線断面図、第8図は機関の回転数とトルクの関係を示すグラフである。

第1、2図において、前記6気筒内燃機関の機関本体Eは、互いにV字型に配設される一対の左、右機関ブロックB_L、B_Rを備えており、左、右機関ブロックB_L、B_Rは、それぞれシリンダブロック1_L、1_Rと、そのデッキ面に接合されるシリンダヘッド2_L、2_Rとを有し、左側シリンダブロック1_Lには3つの左側気筒3_L…が直列に形成され、また右側シリンダブロック1_Rにも、3つの気筒3_R…が直列に形成されている。左側の3つの気筒3_L…は吸気行程の連続しない、すなわち吸気弁10がオーバーラップしない左側気筒群C_Lを構成し、また右側の3つの気筒3_R…も

吸気行程の連続しない、すなわち後述の吸気弁10がオーバーラップしない右側気筒群C_Rを構成している。

前記左、右気筒3_L…、3_R…には、それぞれ通常のようにピストン4が摺動自在に嵌合され、これらのピストン4はコンロッド5を介してクランク軸6に連動される。また前記左、右シリンダヘッド2_L、2_Rには、それぞれピストン4に対面する燃焼室7および該燃焼室7に連通する吸、排気ポート8、9が形成され、各吸気ポート8には、該ポート8を開閉する吸気弁10がそれぞれ設けられ、また各排気ポート9には、該ポート9を開閉する排気弁11がそれぞれ設けられる。そして吸、排気弁10、11は従来公知の動弁機構12により所定のタイミングを以て開閉作動される。

前記左、右シリンダヘッド2_L、2_Rの複数の

吸気ポート8…には、後に詳述する吸気系1nが接続され、また左、右シリンダヘッド2ℓ、2rの複数の排気ポート9…には従来公知の排気系(図示せず)が接続される。

次に第2～7図を参照して前記吸気系1nの構成を詳細に説明すると、この吸気系1nは前記左、右エンジンブロック1ℓ、1r間のV空間C内に配設され、エアクリーナAcと、このエアクリーナAcの出口に接続される吸気通路Piと、該吸気通路Piの下流端に接続される左、右一対の共鳴チャンバCr-ℓ、Cr-rを有するボックス状の容積拡大部Bgと、前記左、右シリンダブロック1ℓ、1rの、吸気ポート8…が開口される端面に接合されて前記左、右共鳴チャンバCr-ℓ、Cr-rと、左、右気筒群Cℓ、Crとをそれぞれ連通する吸気マニホールドMiとよりなる。

前記吸気通路Piは、第3図に示すようにエア

すなわち前記隔壁21には左、右分岐共鳴通路22ℓ、22rを連通する弁口24を開口した弁ホルダ25が設けられ、この弁ホルダ25には、下流側吸気通路16の軸方向に沿ってのびる弁軸26が回動自在に支承され、この弁軸26には、前記弁口24を開閉する矩形板状の弁体27がピストン28を以て固着されている。前記弁軸26の一端は弁ホルダ25の端壁を貫通して下流側吸気通路16外に突出しており、その突出端には、従来公知のアクチュエータ29が連結されている。このアクチュエータ29は機関の運転状態に応じて作動制御されて前記開閉弁23を開閉制御するようになり、機関の低速運転時には開閉弁23を閉成し、またその中速および高速回転時には開閉弁23を開放制御する。

前記下流側吸気通路16の左右両側には、該吸気通路16を挟むようにして容積拡大部Bgの左、

クリーナAcに連なる上流側吸気通路14の下流端にスロットルボディ15を介して下流側吸気通路16が一体に接続して構成される。上流側吸気通路14はエアクリーナAcからの吸気を吸入すべく中空筒状により構成され、スロットルボディ15はその軸方向両端を前記上流側吸気通路14と下流側吸気通路16にそれぞれボルト17…、18…で固着され、その内部に操作部19により開閉制御されるスロットル弁20が設けられる。

前記下流側吸気通路16は、横断面形状をなして機関のクランク軸6方向に沿ってのびており、その内部は隔壁21によって互いに並列する左、右分岐共鳴通路22ℓ、22rに仕切られている。そして前記左、右分岐共鳴通路22ℓ、22rの上流端は、前記スロットルボディ15に接続される。前記下流側吸気通路16の下流側寄りにおいて、前記隔壁21には、開閉弁23が設けられる。

右共鳴チャンバCr-ℓ、Cr-rが、該下流側吸気通路16と並列して一体に形成される。

第1、5図に示すように左、右共鳴チャンバCr-ℓ、Cr-rおよび前記下流側吸気通路16は前記マニホールドMiの下部に複数のボルト32…で結合された箱状体31よりなる容積拡大部Bgの内部に一体に形成される。下流側吸気通路16の下流端において、その左右両側には、前記共鳴チャンバCr-ℓ、Cr-rにそれぞれ連通する左、右連通口33ℓ、33rが開口されている。そして、該左、右連通口33ℓ、33rは、前記弁口24の近傍位置にあって、該弁口24の両側に対面するように並列される。

前記弁体27の閉成時には左、右分岐共鳴通路22ℓ、22rはそれぞれ前記連通口33ℓ、33rを介して左、右共鳴チャンバCr-ℓ、Cr-rに各独立して連通するようになり、2

系統の共鳴過給吸気系を構成する。

また前記弁体27の開弁時には、左、右共鳴チャンバC_{r-l}、C_{r-r}が、前記弁口24および前記左、右連通口33_l、33_rを介して連通し、第3図に二点鎖線斜線で示す大なる容積の慣性過給分配チャンバC_hが構成され1系統の慣性過給吸気系が構成される。

前記左、右共鳴チャンバC_{r-l}、C_{r-r}の上壁には、その長手方向に沿ってそれぞれ3つの長円形状をなす左、右排出ポート34_l、34_rが開口される。そして左側共鳴チャンバC_{r-l}の3つの排出ポート34_lは、後述する吸気マニホールドM_iを介して左側共鳴チャンバC_{r-l}とは反対側に位置する右側シリンダブロック1_rの3つの気筒3_r（吸気順序が連続しない）にそれぞれ連通され、同じく右側共鳴チャンバC_{r-r}の3つの排出ポート34_rは、後述

の、一つ置き3つの第1、第3および第5分配管35₁、35₃、および35₅の上流端は右側共鳴チャンバC_{r-r}の3つの排出ポート34_rにそれぞれ連通されたのち前記共鳴チャンバC_{r-r}と反対側にのび、それらの下流端が左側シリンダブロック1_lの3つの気筒3_lにそれぞれ連通される。

吸気マニホールドM_iの上面には複数のボルト36によりカバー37が固着され、6本の第1～第6分配管35₁～35₆の彎曲する上面外側壁との間に管長切換チャンバC_cが形成される。上記第1～第6分配管35₁～35₆と管長切換チャンバC_cとの境界部には左右のパタフライ型の管長切換弁38_l、38_rが設けられる。すなわち、第1～第6分配管35₁～35₆の彎曲部の下流端、かつ彎曲方向外側の壁面にはそれぞれ弁口39₁～39₆が開設されており、左側共鳴

する吸気マニホールドM_iを介して右側共鳴チャンバC_{r-r}とは反対側に位置する左側シリンダブロック1_lの3つの気筒3_l（吸気順序が連続しない）にそれぞれ連通される。

第4～7図に示すように前記吸気マニホールドM_iは、上流側が上方に凸に彎曲し下流側が概略直線状をなす6本の第1～第6分配管35₁～35₆が下流側吸気通路16および左、右共鳴チャンバC_{r-l}、C_{r-r}の長手方向と略直交する方向に一体に並設されて交互に逆方向に交差して左右にのびており、これらのうち一つ置き3つの第2、第4および第6分配管35₂、35₄、および35₆の上流端は左側共鳴チャンバC_{r-l}の3つの排出ポート34_lにそれぞれ連通されたのち前記共鳴チャンバC_{r-l}と反対側にのびてそれらの下流端が右側シリンダブロック1_rの3つの気筒3_rにそれぞれ連通され、また残り

チャンバC_{r-l}から延びる3本の分配管35₁、35₃、35₅に形成した弁口39₁、39₃、39₅は前記管長切換チャンバC_cの下面右側に連通するとともに、右側共鳴チャンバC_{r-r}から延びる3本の分配管35₂、35₄、35₆に形成した弁口39₂、39₄、39₆は前記管長切換チャンバC_cの下面左側に連通する。吸気マニホールドM_iの両側を貫通して回転自在に支持された左右一対の弁軸40_l、40_rは、それぞれ左側の3個の弁口39₁、39₃、39₅と右側の3個の弁口39₂、39₄、39₆の中央を横切り、その位置において各弁口39₁～39₆を開閉する弁体41₁～41₆がビス42を以て固着される。第4図から明らかなように、前記弁体41₁～41₆は楕円形形状の板体よりなり、その短軸を前記弁軸40_l、40_rの方向に一致させた状態で固着される。両弁軸40_l、40_r

の吸気マニホールドM1から突出する端部はアクチュエータ43に接続されて管長切換弁38ℓ, 38rを開閉制御するようになっており、機関の中速回転域以下では管長切換弁38ℓ, 38rが閉弁制御され、高速回転域では開弁制御されるようになっている。

第5図から明らかなように、前記弁口39, ~39。の中央を通過する弁軸40ℓ, 40rは分配管35, ~35。の彎曲した外側壁の概略延長線上に位置しており、弁体41, ~41。は実線で示す閉鎖位置において前記弁口39, ~39。を形成するために切り取られた分配管35, ~35。の外側壁を補うように配設されている。これにより、弁体41, ~41。が閉成したとき、分配管35, ~35。の断面積が弁口39, ~39。の部分で急変しないように構成されている。また、弁体41, ~41。が鎖線で示す開放位置に

35, ~35。とからなる2系統の吸気系、すなわち各3つの気筒3ℓ, ~3ℓ。と3r, ~3r。から吸気通路P1の上流に至る吸気干渉の生じない2系統の共鳴過給系が構成される。この共鳴過給系は通路長さが比較的長くなるため、その固有振動数が機関の低速運転域での各吸気弁10, ~10。の開閉周期と略一致して共鳴過給効果が有効に発揮され、機関の低速運転域での体積効率が高められる。

また上述の管長切換弁38ℓ, 38rが閉弁制御された状態では、その弁口39, ~39。を閉鎖する弁体41, ~41。が分配管35, ~35。の外壁の一部を構成するため、該分配管35, ~35。に断面積の急変部が生じることがない。したがって、圧力波の減衰が防止されるとともに吸気のスムーズな流れが確保されて体積効率の増大が可能となる。

機関が中速運転状態になると、開閉弁23が第

あるとき、分配管35, ~35。の概略直線状をなす下流側と管長切換チャンバCcは直線的な通路を介して接続されるように形成されている。

第1図および第4図に示すように第1~第6の分配管35, ~35。の下流端の上壁にはそれぞれ燃料噴射ノズル44, ~44。が設けられる。

次に上述の実施例の作用について説明する。

機関の運転状態に応じて2個のアクチュエータ29, 43が作動制御され、その低速運転域では左右の管長切換弁38ℓ, 38rが第5図実線に示すように閉弁制御されるとともに、開閉弁23が第3図実線に示すように閉弁制御される。すると下流側吸気通路16の左、右分岐共鳴通路22ℓ, 22rの連通が遮断され、吸気系として気筒群別の分岐共鳴通路22ℓ, 22rと、気筒群別の左、右共鳴チャンバCr-ℓ, Cr-rと、気筒群別の左、右分配管35, ~35, 35, ~35, ~35, ~35。

3図鎖線に示すように閉弁制御されて左、右共鳴チャンバCr-ℓ, Cr-rは相互に連通し、第3図二点鎖線で示される大なる容積の慣性過給分配チャンバChを形成し、該チャンバChは左右の気筒3ℓ, ~3ℓ。と3r, ~3r。とに共通に連通される。そしてこの状態では、前記2系統の共鳴過給系がキャンセルされ、機関吸気行程で生じる負圧波が実質的な大気開放端となる前記大容積の慣性過給分配チャンバChで反射、反転され、正圧波が各気筒3ℓ, ~3ℓ。の吸気ポート8に伝播される慣性過給系が構成される。しかも前記負圧波、および正圧波の伝播する通路長さが短くなるため、吸気圧力周期が機関の中速運転時の吸気弁10, ~10。の開閉周期に一致して該中速運転域での体積効率が高められる。

また機関が高速運転状態に至れば、更に管長切換弁38ℓ, 38rが第5図鎖線に示すように閉

弁制御されて、気筒群 C_l に接続する分配管 35₁、35₂、35₃ の中間部が弁口 39₁、39₂、39₃ を介して管長切換チャンバ C_c に連通するとともに、気筒群 C_r に接続する分配管 35₄、35₅ の中間部が弁口 39₄、39₅ を介して管長切換チャンバ C_c に連通する。そして前記管長切換チャンバ C_c は分配管 35₁、～35₅ の上流側を介して前記慣性過給分配チャンバ C_h に連通し、実質的な大気開放端となる拡張された慣性過給分配チャンバ C_h' を構成する（第 5 図二点鎖線参照）。したがって上記拡張された慣性過給分配チャンバ C_h' と左、右気筒群 C_l、C_r は分配管 35₁、～35₅ の前記弁口 39₁、～39₅ よりも下流部分を介して接続されて通路長さが最も短く、かつ固有振動数の大きい慣性過給系が構成されることになり、吸気圧力周期を機関の高速運転時の吸気弁 10 の閉閉周

キャンセルした状態で慣性過給系を構成することができる。そして中速運転域においては、前記相互に連通した一対の共鳴チャンバが実質的な大気開放端となって有効な慣性過給効果が発揮されるだけでなく、高速運転域においては、管長切換弁を介して各分配管の中間部が管長切換チャンバに連通するので、該管長切換チャンバが実質的な大気開放端となって管長が更に短く短縮され、同様に有効な慣性過給効果が発揮される。このようにして、低速運転域においては共鳴過給系、中・高速運転域においてはそれぞれ長管長・短管長の慣性過給系が構成されるので、機関の広い運転域において体積効率を向上させることが可能となる。

また、6 気筒内燃機関を適用したことにより分配管内の圧力波が逆位相で発生するため、相互に連通した共鳴チャンバあるいは管長切換チャンバの容積の大小に係わらず、これらチャンバを一層

期に一致させて該運転域での体積効率を高めることができる。このとき、第 1 図から明らかなように左、右気筒群 C_l、C_r と管長切換チャンバ C_c は略直線状の通路を介して接続されるので前記負圧波および正圧波の伝播速度が増加し、慣性過給系の固有振動数を高速運転域に適合する値に増加させることができる。

第 8 図は本発明による吸気制御方法を適用した 6 気筒内燃機関の回転数とトルクの関係を示すもので、機関の低速運転域（Ⅰ）、中速運転域（Ⅱ）、高速運転域（Ⅲ）のいずれの運転域においてもトルクの顕著な増加が認められる。

C. 発明の効果

以上のように本発明によれば、機関の中・高速運転域において開閉弁を開弁制御することにより一対の共鳴チャンバ相互を連通しているため、低速運転域において構成された共鳴過給系を完全に

完全な大気開放端として機能させることが可能となる。

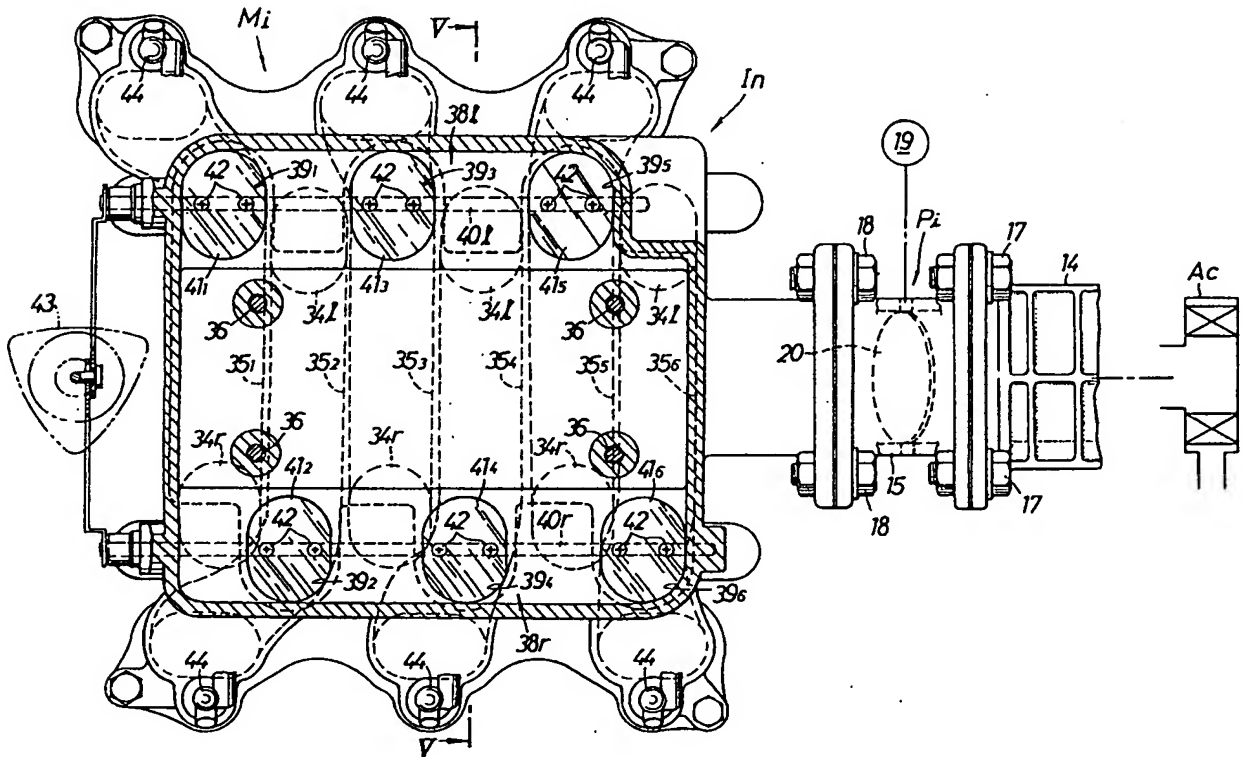
4. 図面の簡単な説明

第 1～8 図は本発明の一実施例を示すもので、第 1 図は本発明による吸気制御方法を適用する V 型 6 気筒内燃機関の要部縦断面図、第 2 図はそのシリンダブロックの平面図、第 3 図は第 1 図のⅢ-Ⅲ線拡大部分平面図、第 4 図は第 1 図のⅣ-Ⅳ線拡大部分平面図、第 5 図は第 4 図のⅤ-Ⅴ線断面図、第 6 図は第 5 図のⅥ-Ⅵ線断面図、第 7 図は第 5 図のⅦ-Ⅶ線断面図、第 8 図は機関の回転数とトルクの関係を示すグラフである。

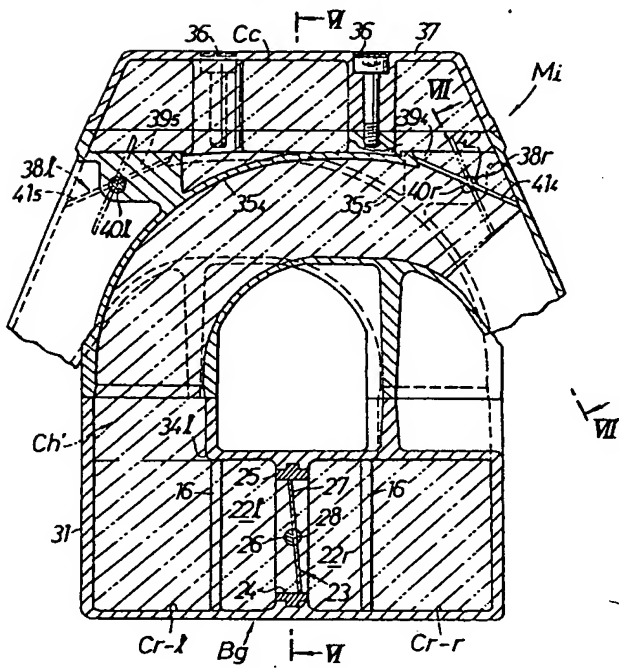
C_c…管長切換チャンバ、C_l、C_r…気筒群、
C_{r-l}、C_{r-r}…共鳴チャンバ

20…スロットル弁、23…開閉弁、35₁、～35₅…分配管、38_l、38_r…管長切換弁

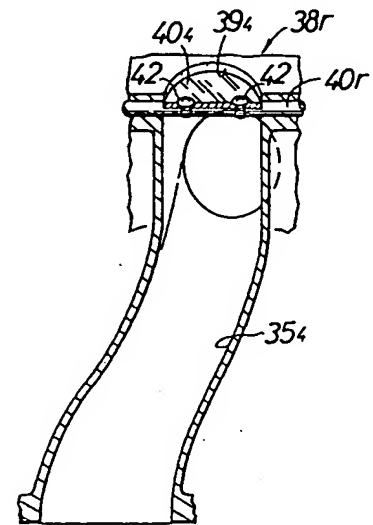
第4圖



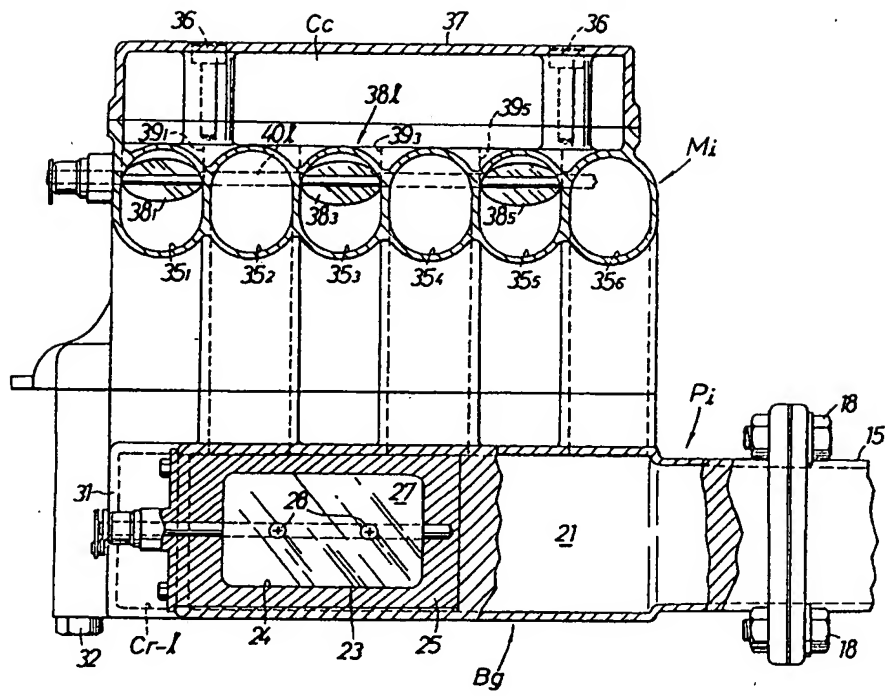
第 5 図



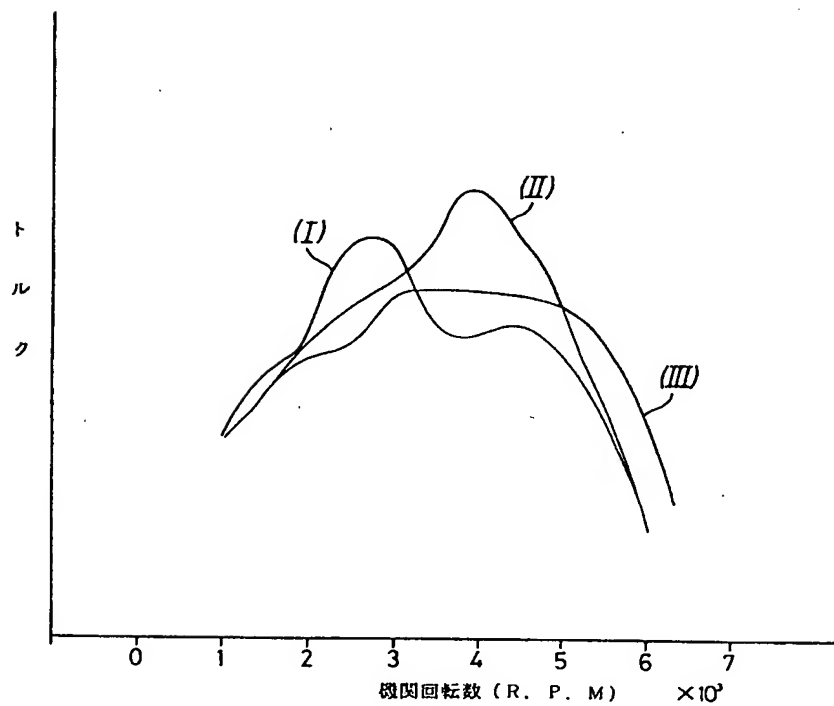
第 7 図



第 6 図



第 8 図



PAT-NO: JP403088913A
DOCUMENT-IDENTIFIER: JP 03088913 A
TITLE: SUCTION CONTROL
METHOD FOR SIX-
CYLINDER INTERNAL
COMBUSTION ENGINE

PUBN-DATE: April 15, 1991

INVENTOR-INFORMATION:

NAME	COUNTRY
-------------	----------------

KITAMI, YASUO	
---------------	--

ASAKI, YASUAKI	
----------------	--

ASSIGNEE-INFORMATION:

NAME	COUNTRY
-------------	----------------

HONDA MOTOR CO LTD	N/A
--------------------	-----

APPL-NO: JP01225678

APPL-DATE: August 31, 1989

INT-CL (IPC): F02B027/02

US-CL-CURRENT: 123/184.34 , 123/184.57

ABSTRACT:

PURPOSE: To enhance the volume efficiency in a wide operating range of an engine by opening an closing under control an opening/closing valve, which can put a pair of resonance chambers in mutual communication, and also a pipe length changeover valve which can put the middle part of a distribution pipe in communication to a pipe length changeover chamber.

CONSTITUTION: A pair of resonance chambers Cr-l, Cr-r are installed, which can be in communication with each other though an opening/closing valve 23 and whose upstream side is leading to the atmosphere via a throttle

valve 20. The middle parts of distribution pipes 351-356 to connect the group of cylinders left and right Cl, Cr, whose suction strokes are not continued, to respective resonance chambers Cr-l, Cr-r shall be capable of being leading to a pipe length changeover chamber Cc through pipe length changeover valves 38l, 38r. The opening/ closing valve 23 and pipe length changeover valves 38l, 38r are both closed in the low speed operating range of the engine, while only the opening/closing valve 23 is opened in the middle speed operating range, and the opening/closing valve 23 and pipe length changeover valves 38l, 38r are both opened in the high speed operating range. This will constitute a resonant supercharge system in the low speed operating range and an inertia supercharge system for large and short pipe length in the middle and high speed operating ranges, so that the volume efficiency can be enhanced in a wide operating range of the engine.

COPYRIGHT: (C)1991,JPO&Japio